

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

Applicant: Jicheng ZHANG et al.

Title: ELECTRONICALLY CONTROLLED HYDRAULIC BRAKE
SYSTEM

Appl. No.: Unassigned

Filing Date: 02/23/2004

Examiner: Unassigned

Art Unit: Unassigned

CLAIM FOR CONVENTION PRIORITY

Commissioner for Patents
PO Box 1450
Alexandria, Virginia 22313-1450

Sir:

The benefit of the filing date of the following prior foreign application filed in the following foreign country is hereby requested, and the right of priority provided in 35 U.S.C. § 119 is hereby claimed.

In support of this claim, filed herewith is a certified copy of said original foreign application:

- JAPAN Patent Application No. 2003-045824 filed 02/24/2003.

Respectfully submitted,

Date February 23, 2004

By 

FOLEY & LARDNER
Customer Number: 22428
Telephone: (202) 672-5414
Facsimile: (202) 672-5399

Richard L. Schwaab
Attorney for Applicant
Registration No. 25,479



日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日 2 0 0 3 年 2 月 2 4 日
Date of Application:

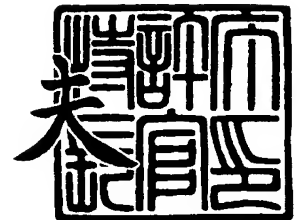
出 願 番 号 特 願 2 0 0 3 - 0 4 5 8 2 4
Application Number:
[ST. 10/C]: [J P 2 0 0 3 - 0 4 5 8 2 4]

出 願 人 日 産 自 動 車 株 式 会 社
Applicant(s):

2 0 0 3 年 1 2 月 1 日

特 許 庁 長 官
Commissioner,
Japan Patent Office

今 井 康



【書類名】 特許願

【整理番号】 NM02-02363

【提出日】 平成15年 2月24日

【あて先】 特許庁長官 太田 信一郎 殿

【国際特許分類】 B60T 8/00

【発明者】

【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産自動車株式会
社内

【氏名】 張 継成

【発明者】

【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産自動車株式会
社内

【氏名】 中村 英夫

【特許出願人】

【識別番号】 000003997

【氏名又は名称】 日産自動車株式会社

【代理人】

【識別番号】 100072051

【弁理士】

【氏名又は名称】 杉村 興作

【選任した代理人】

【識別番号】 100059258

【弁理士】

【氏名又は名称】 杉村 暁秀

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 074997

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1



【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 9706785

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 電子制御液圧ブレーキ装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 ブレーキ液圧系にブレーキ液を供給して該ブレーキ液圧系内のブレーキ液圧を上昇させる増圧ポンプを具え、この増圧ポンプに駆動結合したモータを、目標ブレーキ液圧から求めたモータ駆動電流指令値に基づいて駆動制御することで前記ブレーキ液圧を目標ブレーキ液圧に向かわせるようにした電子制御液圧ブレーキ装置において、

前記モータ駆動電流指令値に前記モータが応動した時に前記増圧ポンプで達成可能な最高ブレーキ液圧である到達ブレーキ液圧を演算する到達ブレーキ液圧演算手段と、

該手段により演算された到達ブレーキ液圧を実ブレーキ液圧により線形補償して線形補償済到達ブレーキ液圧を求める到達ブレーキ液圧補償手段と、

該手段で求めた線形補償済到達ブレーキ液圧をもとに、前記到達ブレーキ液圧演算手段での演算とは逆の演算を行って線形補償済モータ駆動電流指令値を求める線形補償済モータ駆動電流指令値演算手段とを設け、

この線形補償済モータ駆動電流指令値を前記モータの駆動制御に用いるよう構成したことを特徴とする電子制御液圧ブレーキ装置。

【請求項 2】 請求項 1 に記載の電子制御液圧ブレーキ装置において、前記ブレーキ液圧の初期値として仮想される仮想初期圧を設定する仮想初期圧設定手段を設け、

前記到達ブレーキ液圧補償手段は、前記到達ブレーキ液圧から前記仮想初期圧を差し引いて得られる減算値に実ブレーキ液圧を加算して前記線形補償済到達ブレーキ液圧を求めるよう構成したことを特徴とする電子制御液圧ブレーキ装置。

【請求項 3】 請求項 2 に記載の電子制御液圧ブレーキ装置において、前記到達ブレーキ液圧補償手段は、前記到達ブレーキ液圧および仮想初期圧から前記増圧ポンプの理想流量を求め、この理想流量および実ブレーキ液圧から前記線形補償済到達ブレーキ液圧を求めるよう構成したことを特徴とする電子制御液圧ブレーキ装置。

【請求項 4】 請求項 3 に記載の電子制御液圧ブレーキ装置において、前記到達ブレーキ液圧補償手段は、前記理想流量を流体力学上の流量方程式により求め、前記線形補償済到達ブレーキ液圧を該流量方程式の逆算により求めるよう構成したことを特徴とする電子制御液圧ブレーキ装置。

【請求項 5】 請求項 4 に記載の電子制御液圧ブレーキ装置において、前記流量方程式における流量係数を固定値としたことを特徴とする電子制御液圧ブレーキ装置。

【請求項 6】 請求項 4 に記載の電子制御液圧ブレーキ装置において、前記流量方程式における流量係数を、制御開始ブレーキ液圧および制御終了ブレーキ液圧間における未達ブレーキ液圧量に応じた変数としたことを特徴とする電子制御液圧ブレーキ装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、電子制御される増圧ポンプによりブレーキ液をブレーキ液圧系に供給してブレーキ液圧を増圧させる電子制御液圧ブレーキ装置に関し、特に、増圧ポンプを駆動するモータの駆動電流指令値を、ブレーキ液圧の非線形特性が線形補償されるような態様で作り出す技術に関するものである。

【0002】

【従来の技術】

電子制御液圧ブレーキ装置におけるポンプ駆動モータの電子制御装置としては従来、例えば特許文献 1 に記載の記載のようなものが知られている。

この装置は図 10 に示すごときものである。

つまり一方では、運転者のブレーキ液圧指令値であるマスターシリンダ液圧 P_{mc} の変化速度 dP_{mc}/dt に、実ブレーキ（ホイールシリンダ）液圧の変化速度に応じた係数 C_1 を乗じてフィードフォワード制御量である要求モータ出力 W_s を求め、

他方では、要求モータ出力 W_s に常数 C_2 を乗じて要求モータ出力 W_s によるブレーキ液圧上昇量 δP_{ws} を求め、これに実ブレーキ（ホイールシリンダ）液圧 P_{wc} を加算してブレーキ液圧予定値 P_{es} を求め、更に、ブレーキ液圧予定値 P_{es} とブレー

キ液圧指令値（マスターシリンダ液圧） P_{mc} との偏差 ΔP に応じたPID制御などのフィードバック演算により、ブレーキ液圧偏差 ΔP をなくすのに必要なモータ出力フィードバック制御量 ΔW を求める。

そして、フィードフォワード制御量である要求モータ出力 W_s およびモータ出力フィードバック制御量 ΔW の和値を目標モータ出力とし、かかる出力が得られるようモータを駆動制御する。

【0 0 0 3】

【特許文献 1】

特開 2 0 0 1 - 3 0 1 5 9 2 号公報

【0 0 0 4】

【発明が解決しようとする課題】

ところで、増圧ポンプの流量モデルは例えば、増圧ポンプの流量（ Q_M ）特性を図 1 1 に示すように数式化されるが、この増圧ポンプ流量モデルによるブレーキ液圧（ホイールシリンダ液圧 P_{wc} ）の時系列変化特性は通常、ポンプモータ駆動デューティ（駆動電流に相当する） i_M が20%, 40%, 60%である場合について示すと例えば図 1 2 の如きものとなる。

つまり、ブレーキ液圧 P_{wc} の時間変化率 θ_1 , θ_2 , θ_3 がブレーキ液圧に応じ、これが高いほど大きくなり、また、モータ駆動電流 i_M を与えた時に達成可能な最高ブレーキ液圧である到達ブレーキ液圧（飽和圧）が、モータ駆動電流 i_M （図 1 0 では、モータ出力 W_s ）に応じ、これが大きいほど高くなるというように、ブレーキ液圧 P_{wc} の時系列変化特性は非線形特性を呈する。

【0 0 0 5】

従って前記した従来のモータ制御装置のように、マスターシリンダ液圧 P_{mc} の変化速度 dP_{mc}/dt に乗じて要求モータ出力 W_s を求めるための係数 C_1 が、実ブレーキ（ホイールシリンダ）液圧 P_{wc} の変化速度に応じ変化するというのでは、

ブレーキ液圧 P_{wc} が飽和して到達ブレーキ液圧になる前ならブレーキ液圧 P_{wc} の時間変化率 θ_1 , θ_2 , θ_3 が0でないため、ブレーキ液圧 P_{wc} の非線形特性をある程度は線形補償することができるものの、

ブレーキ液圧 P_{wc} が到達ブレーキ液圧になった後は、ブレーキ液圧 P_{wc} の時間変

化率 $\theta 1$, $\theta 2$, $\theta 3$ が 0 であるため、ブレーキ液圧 P_{wc} の非線形特性を線形補償することができない。

【0006】

このため従来は、運転者が図 9 に A で示すごとくステップ的にブレーキ液圧指令値（マスターシリンダ液圧 P_{mc} ）を与えた時におけるブレーキ液圧 P_{wc} のステップ応答を示すと、B で示すごとく、図 12 に示す非線形特性に起因して大きな応答遅れを持ったものとなり、ブレーキ応答の悪さが問題となる。

【0007】

本発明は、ポンプを駆動するモータの駆動電流指令値を作り出す時に工夫をこらして、上記のようなブレーキ液圧の非線形特性を確実に線形補償し得るようになし、これにより上記ブレーキ応答の悪さに関する問題を生ずることのないようにした電子制御液圧ブレーキ装置を提案することを目的とする。

【0008】

【課題を解決するための手段】

この目的のため本発明による電子制御液圧ブレーキ装置は、請求項 1 に記載のごとく、

ブレーキ液圧を上昇させる増圧ポンプのモータを、目標ブレーキ液圧から求めたモータ駆動電流指令値に基づいて駆動制御することでブレーキ液圧を目標ブレーキ液圧に向かわせる電子制御液圧ブレーキ装置に、到達ブレーキ液圧演算手段と、到達ブレーキ液圧補償手段と、線形補償済モータ駆動電流指令値演算手段とを設ける。

【0009】

到達ブレーキ液圧演算手段は、上記モータ駆動電流指令値に増圧ポンプのモータが応動した時この増圧ポンプで達成可能な最高ブレーキ液圧である到達ブレーキ液圧を演算する。

到達ブレーキ液圧補償手段は、到達ブレーキ液圧を実ブレーキ液圧により線形補償して線形補償済到達ブレーキ液圧を求める。

線形補償済モータ駆動電流指令値演算手段は、線形補償済到達ブレーキ液圧をもとに、上記到達ブレーキ液圧演算手段での演算とは逆の演算を行って線形補償

済モータ駆動電流指令値を求める。

そして本発明による電子制御液圧ブレーキ装置は、上記の線形補償済モータ駆動電流指令値を前記モータの駆動制御に用いる。

【 0 0 1 0 】

【発明の効果】

上記した本発明の構成によれば、モータ駆動電流指令値で増圧ポンプが達成可能な最高ブレーキ液圧（到達ブレーキ液圧）を実ブレーキ液圧により線形補償して求めた線形補償済到達ブレーキ液圧から線形補償済モータ駆動電流指令値を求め、これをポンプ駆動モータの駆動制御に用いるため、

モータ駆動電流指令値で増圧ポンプが達成可能な最高ブレーキ液圧（到達ブレーキ液圧）と実ブレーキ液圧との関係を考慮しつつ、増圧ポンプによるブレーキ液圧の非線形特性を確実に線形補償して、目標ブレーキ液圧に実ブレーキ液圧を一致させることができ、前記した従来装置において問題となっていたブレーキ応答の悪さに関する課題を解消することができる。

【 0 0 1 1 】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施の形態を図面に基づき詳細に説明する。

図 1 は、本発明の一実施の形態になる電子制御液圧ブレーキ装置のシステム図で、本実施の形態においては、図示しなかったが交流同期モータを用いた回生ブレーキと併用してブレーキ液圧を制御することで、回生エネルギーを効率的に回収するようにした「回生協調ブレーキ制御システム」に応用するのに有利な電子制御液圧ブレーキ装置に構成する。

更に付言するとこの電子制御液圧ブレーキ装置は、前輪または後輪に設置された回生ブレーキ用のモータと協調制御し得るよう、そして車両の前後スプリット配管に適合させるべく、詳しくは後述する前輪ブレーキ液圧系および後輪ブレーキ液圧系を具え、これら 2 系統のブレーキ液圧を、運転者によるブレーキ操作力によるだけでなくこれから切り離して、しかも個別に電子制御可能な構成とする。

【 0 0 1 2 】

図1において1は、運転者が希望する車両の制動力に応じて踏み込むブレーキペダルで、該ブレーキペダル1の踏力が液圧ブースタ2により倍力され、倍力された力でマスターシリンダ3の図示せざるピストンカップが押し込まれることによりマスターシリンダ3はブレーキペダル1の踏力に応じたマスターシリンダ液圧 P_{mc} を前輪ブレーキ液圧配管4Fおよび後輪ブレーキ液圧配管4Rに出力するものとする。

前輪ブレーキ液圧配管4Fは、左右前輪5FL, 5FRに設けられた左右前輪ホイールシリンダ6FL, 6FR用の前輪ブレーキ液圧系を構成し、後輪ブレーキ液圧配管4Rは、左右後輪5RL, 5RRに設けられた左右後輪ホイールシリンダ6RL, 6RR用の後輪ブレーキ液圧系を構成する。

【0013】

液圧ブースタ2およびマスターシリンダ3は、個々のまたは共通なりザーバ7内におけるブレーキ液を作動媒体とする。

液圧ブースタ2はポンプ8を具え、このポンプはリザーバ7から吸入して吐出したブレーキ液をアキュムレータ9内に蓄圧し、アキュムレータ内圧を圧力スイッチ10によりシーケンス制御する。

液圧ブースタ2は、アキュムレータ9内の圧力を圧力源としてブレーキペダル1の踏力を倍力し、この倍力した踏力でマスターシリンダ3内のピストンカップを押し込み、マスターシリンダ3はリザーバ7からのブレーキ液を後で詳述するごとくブレーキ配管4F, 4R内に封じ込めてブレーキペダル踏力に対応したマスターシリンダ液圧 P_{mc} を発生させ、これを圧力センサ11F, 11Rにより検出して後述のごとく前輪ホイールシリンダへの前輪ブレーキ液圧および後輪ホイールシリンダへの後輪ブレーキ液圧（本明細書では便宜上同じ符号 P_{wc} を用いる）の電子制御に供給する。

【0014】

前輪ブレーキ液圧配管4Fおよび後輪ブレーキ液圧配管4Rにはそれぞれ常開電磁弁12F, 12Rを挿置し、これら常開電磁弁12F, 12Rよりもマスターシリンダ3に近い側において前輪ブレーキ液圧配管4Fおよび後輪ブレーキ液圧配管4Rにそれぞれ常開電磁弁13F, 13Rおよびストロークシュミレータ14F, 14Rを順次接続する。

常開電磁弁12F, 12Rおよび常閉電磁弁13F, 13Rは、ノーマル状態でマスターシリンダ液圧Pmcをそのまま対応するホイールシリンダに供給することができ、これにより、前輪ブレーキ液圧および後輪ブレーキ液圧Pwcが電子制御不能になった時におけるフェール対策を行う。

【 0 0 1 5 】

しかして常開電磁弁12F, 12Rおよび常閉電磁弁13F, 13Rは、ブレーキペダル 1 の踏み込み時にONされるブレーキスイッチ 1 5 からの信号に応答して制動時は全てがONされ、常開電磁弁12F, 12Rが閉じると共に常閉電磁弁13F, 13Rが開く。

これにより、常開電磁弁12F, 12Rよりもマスターシリンダ 3 に近い前輪ブレーキ液圧配管4Fおよび後輪ブレーキ液圧配管4Rの箇所に、ストロークシュミレータ 14F, 14Rを反力受けとしてブレーキペダル 1 の踏力に応じたマスターシリンダ液圧Pmcが発生し、この時運転者はストロークシュミレータ 14F, 14Rからの反力により通常と同じブレーキペダル操作感を感じることができ、マスターシリンダ液圧Pmcを圧力センサ11F, 11Rにより検出する。

【 0 0 1 6 】

常開電磁弁12F, 12Rよりもマスターシリンダ 3 から遠い前輪ブレーキ液圧配管4Fおよび後輪ブレーキ液圧配管4Rの箇所は、以下のようにして対応する左右前輪ホイールシリンダ6FL, 6FRおよび左右後輪ホイールシリンダ6RL, 6RRに接続する。

つまり前輪ブレーキ液圧配管4Fは、一方で配管16FLおよび常開アンチスキッド制御弁17FLを介し左前輪ホイールシリンダ6FLに接続し、この左前輪ホイールシリンダ6FLを常閉アンチスキッド制御弁18FLを経てリザーバ 7 への還流配管 1 9 に接続する。

前輪ブレーキ液圧配管4Fは他方で、配管20FRおよび常開アンチスキッド制御弁 21FRを介し右前輪ホイールシリンダ6FRに接続し、この右前輪ホイールシリンダ6FRを常閉アンチスキッド制御弁22FRを経て還流配管 1 9 に接続する。

そして後輪ブレーキ液圧配管4Rは、一方で配管23RLおよび常開アンチスキッド制御弁24RLを介し左後輪ホイールシリンダ6RLに接続し、この左後輪ホイールシリンダ6RLを常閉アンチスキッド制御弁25RLを経て還流配管 1 9 に接続する。

後輪ブレーキ液圧配管4Rは他方で、配管26RRおよび常開アンチスキッド制御弁

27RRを介し右後輪ホイールシリンダ6RRに接続し、この右後輪ホイールシリンダ6RRを常閉アンチスキッド制御弁28RRを経て還流配管19に接続する。

【0017】

ここで、各車輪に係わる常開アンチスキッド制御弁および常閉アンチスキッド制御弁によるアンチスキッド制御作用は周知であり、その詳細な説明を省略するが、概略を説明すると以下の通りである。

車輪がスリップしていなければ（スリップ率が、最大摩擦係数に対応した理想スリップ率を超えていなければ）、常開アンチスキッド制御弁および常閉アンチスキッド制御弁が共にノーマル状態で、ホイールシリンダへの液圧はアンチスキッド制御されない。

車輪がスリップすると（スリップ率が、理想スリップ率を超えると）、先ず常開アンチスキッド制御弁がONされて閉じ、常閉アンチスキッド制御弁の閉状態保持と相まって、ホイールシリンダへの液圧を保圧し、それでも車輪がスリップすれば、常閉アンチスキッド制御弁もONして開くことによりホイールシリンダへの液圧を減圧して車輪のスリップを防止する。

【0018】

常開電磁弁12F, 12Rよりもマスターシリンダ3から遠い前輪ブレーキ液圧配管4Fおよび後輪ブレーキ液圧配管4Rの箇所それぞれにそれぞれ前輪ブレーキ液圧および後輪ブレーキ液圧Pwcを発生させてこれらを電子制御可能にするため、

前輪ブレーキ液圧配管4Fおよび後輪ブレーキ液圧配管4Rの上記箇所にそれぞれ増圧ポンプ29F, 29Rの吐出ポートを接続すると共に常閉の減圧弁30F, 30Rを接続し、増圧ポンプ29F, 29Rの吸入ポートをリザーバ7への還流配管19に接続する。

【0019】

なお、増圧ポンプ29F, 29Rは共通なモータ31により駆動するようになし、これら増圧ポンプ29F, 29Rはモータ31への駆動デューティ（モータ駆動電流） i_M の増大につれブレーキ液供給量を増して前輪ブレーキ液圧および後輪ブレーキ液圧Pwcを上昇させるものとする。

一方で減圧弁30F, 30Rはそれぞれ、駆動デューティ（減圧弁駆動電流） i_V^* （本明細書では便宜上同じ符号を用いる）の増大につれて開度を0から増大され、

還流配管 19 へのブレーキ液排出量を増すことにより前輪ブレーキ液圧および後輪ブレーキ液圧 P_{wc} を低下させるものとする。

かくて前輪ブレーキ液圧 P_{wc} は、増圧ポンプ29Fからのブレーキ液供給量と減圧弁30Fからのブレーキ液排出量とで制御することができ、後輪ブレーキ液圧 P_{wc} は、増圧ポンプ29Rからのブレーキ液供給量と減圧弁30Rからのブレーキ液排出量とで制御することができ、

これら前輪ブレーキ液圧および後輪ブレーキ液圧 P_{wc} をそれぞれ圧力センサ32F, 32Rにより検出する。

【0020】

増圧ポンプ29Fおよび29R（共通なモータ31）と、減圧弁30Fおよび30Rとによる前輪ブレーキ液圧および後輪ブレーキ液圧 P_{wc} の電子制御は、本発明におけるブレーキ液圧の線形補償とともに、図2に示すブレーキ液圧コントローラ40で図3の制御プログラムで示すようにこれらを行う。

ただし図2および図3は、前輪ブレーキ液圧系または後輪ブレーキ液圧系の一方に関する制御のみを示す。

【0021】

図3の制御プログラムは、一定周期（例えば10msec）ごとに繰り返し実行されるもので、ステップS1において実ブレーキ液圧 P_{wc} を読み込み、次のステップS2において目標ブレーキ液圧 P^*_{wc} を算出する。

ここで目標ブレーキ液圧 P^*_{wc} は、運転者が指令するブレーキ液圧であるマスターシリンダ液圧 P_{mc} をもとに求めるが、そのほかに、車両挙動制御や回生ブレーキを併用した協調制御などを考慮して任意に定めることができる。

【0022】

ステップS3においては、ブレーキペダル1の踏み込みに応答して（ブレーキスイッチ15からの信号により）ブレーキ液圧系4F（4R）を常開電磁弁12F（12R）のONにより遮断すると共に、常閉電磁弁13F（13R）をONして開くことにより、ストロークシミュレータ14F（14R）からの反力で通常とおりのブレーキペダルフィーリングを運転者が感じ得るようにする。

次のステップS4においては、図2に示すように液圧制御器41を用いて目標

ブレーキ液圧 P^*_{wc} と実ブレーキ液圧 P_{wc} とから、実ブレーキ液圧を目標ブレーキ液圧に一致させるブレーキ液圧系4F (4R) の目標操作量 (デューティ比換算量) i^* を算出する。

【 0 0 2 3 】

液圧制御器 4 1 は、「二自由度制御手法」を用いた図 4 に例示するようなものとし、フィードフォワード補償器 $G_{FF}(S)$ 、規範モデル $G_{ref}(S)$ 、およびフィードバック補償器 $G_{FB}(S)$ で構成する。

この場合、安定性や耐外乱性など閉ループ性能はフィードバック補償器 $G_{FB}(S)$ で調整され、目標ブレーキ液圧 P^*_{wc} に対する実ブレーキ液圧 P_{wc} の応答性は基本的には (モデル化誤差がない場合には) フィードフォワード補償器 $G_{FF}(S)$ で調整される。

ここでフィードフォワード補償器 $G_{FF}(S)$ は

$$G_{FF}(S) = S / (T_{ref} \cdot S + 1)$$

T_{ref} : 時定数

S : ラプラス演算子

で表されるようなものとし、

規範モデル $G_{ref}(S)$ は

$$G_{ref}(S) = 1 / (T_{ref} \cdot S + 1)$$

T_{ref} : 時定数

で表されるようなものとし、

フィードバック補償器 $G_{FB}(S)$ は

$$G_{FB}(S) = (K_p \cdot S + K_i) / S$$

K_p : 比例制御定数

K_i : 積分制御定数

で表されるようなものとする。

【 0 0 2 4 】

まず、制御対象の応答特性 $P(S)$ を規範モデル特性 $G_{ref}(S)$ に一致させるため、目標ブレーキ液圧 P^*_{wc} をフィードフォワード補償器 $G_{FF}(S)$ に通してフィードフォワード補償 (位相補償) を施し、フィードフォワード操作量 i^*_{FF} を

算出する。

次に、目標ブレーキ液圧 P_{wc}^* を規範モデル $G_{ref}(S)$ に通して規範ブレーキ液圧 P_{ref} (図9にCで例示した) を算出し、

更に、規範ブレーキ液圧 P_{ref} と実ブレーキ液圧 P_{wc} との間におけるブレーキ液圧偏差 $\Delta P = P_{ref} - P_{wc}$ を算出し、

このブレーキ液圧偏差 ΔP をフィードバック補償器 $G_{FB}(S)$ に通してフィードバック補償を施し、フィードバック操作量 i_{FB}^* を算出する。

最後に、フィードフォワード操作量 i_{FF}^* とフィードバック操作量 i_{FB}^* とを加算して、該当するブレーキ液圧系の目標操作量 i^* を求める。

なお実際には、以上の式を離散化して計算を行う。

【0025】

図3のステップS5～ステップS7においては、図2の増減圧操作量配分器42で以下のように、ブレーキ液圧系4F(4R)の目標操作量 i^* を減圧弁30F(30R)の駆動電流指令値 i_V^* と増圧ポンプ(モータ31)の駆動電流指令値 i_M^* とに配分する。

つまり、ステップS5でブレーキ液圧系4F(4R)の目標操作量 i^* の極性をチェックし、正ならブレーキ液圧の増圧指令であるからステップS6において、増圧ポンプ(モータ31)の駆動電流指令値 i_M^* に目標操作量 i^* をセットし、減圧弁駆動電流指令値 i_V^* に0(開度0)をセットする。

しかし、ステップS5でブレーキ液圧系4F(4R)の目標操作量 i^* が負と判定する時は、ブレーキ液圧の減圧指令であるからステップS7において、増圧ポンプ(モータ)駆動電流指令値 i_M^* に0(増圧ポンプ31の停止)をセットし、減圧弁駆動電流指令値 i_V^* に目標操作量 $-i^*$ をセットする。

【0026】

図3のステップS6で増圧ポンプ(モータ)駆動電流指令値 i_M^* に目標操作量 i^* をセットする場合、これをそのまま増圧ポンプモータ31の駆動制御に用いると、図12につき前述したブレーキ液圧 P_{wc} の非線形特性により図9にBで例示したようなブレーキの応答遅れを生ずることから、この問題を解消するため本実施の形態においては特に、図3のステップS8において、図2に示すように線形

補償器 4 3 を用い、図 1 2 に示すブレーキ液圧 P_{wc} の非線形特性を図 7 に例示するように線形補償するのに必要な線形補償済増圧ポンプ（モータ）駆動電流指令値 i'_M を求める。

【0 0 2 7】

図 2 における線形補償器 4 3 は図 5（a）に示すごときものとし、到達ブレーキ液圧算出手段 5 1 と、仮想初期圧設定手段 5 2 と、到達ブレーキ液圧補償手段 5 3 と、線形補償済増圧ポンプ（モータ）駆動電流指令値演算手段 5 4 とで構成する。

到達ブレーキ液圧算出手段 5 1 は、増圧ポンプ（モータ）駆動電流指令値 i^*_M にモータ 3 1 が応動した時に増圧ポンプ 29F(29R) で達成可能な最高ブレーキ液圧である到達ブレーキ液圧 P^*_M を、到達ブレーキ液圧マップの検索や所定の関数を用いて演算する。

仮想初期圧設定手段 5 2 は、ブレーキ液圧の初期値として仮想される仮想初期圧 P_{wco} を設定するもので、通常はこの仮想初期圧 P_{wco} を 0 MPa とする。

【0 0 2 8】

到達ブレーキ液圧補償手段 5 3 は、到達ブレーキ液圧 P^*_M を実ブレーキ液圧 P_w により線形補償して線形補償済到達ブレーキ液圧 P'_M を求めるためのもので、理想流量演算部 6 1 および線形補償済到達ブレーキ液圧演算部 6 2 により構成する。

理想流量演算部 6 1 は、ベルヌーイの定理などに代表される流体力学上の流量方程式

$$Q^*_M = C_M \cdot A_M \{ (2/\rho) [P^*_M(i^*_M) - P_{wco}] \}^{1/2}$$

ただし、 Q^*_M ：増圧ポンプの理想流量

C_M ：流量係数（固定値）

A_M ：図 1 1 におけると同じ増圧ポンプのオリフィス開口面積

ρ ：流体密度

P^*_M ：到達ブレーキ液圧

i^*_M ：増圧ポンプ（モータ）駆動電流指令値

P_{wco} ：仮想初期圧

を用いて、到達ブレーキ液圧 P^*_M のもと仮想初期圧 P_{wco} を基準として当然に得られるべき増圧ポンプの理想流量 Q^*_M を演算する。

【0029】

線形補償済到達ブレーキ液圧演算部62は、理想流量 Q^*_M および実ブレーキ液圧 P_{wc} から、理想流量 Q^*_M の演算式である上記流量方程式の逆演算により、現在の実ブレーキ液圧 P_{wc} から上記理想流量 Q^*_M のもとで当然に得られるべき線形補償済到達ブレーキ液圧 P'_M を求める。

線形補償済増圧ポンプ（モータ）駆動電流指令値演算手段54は、線形補償済到達ブレーキ液圧 P'_M をもとに、到達ブレーキ液圧演算手段51での演算とは逆の演算を行って、つまり、該手段51における到達ブレーキ液圧マップの逆引きにより、若しくは所定の逆関数を用いて線形補償済モータ駆動電流指令値 i'_M を求める。

【0030】

以上のようにして図3のステップS8（図2の線形補償器43）で求めた線形補償済モータ駆動電流指令値 i'_M は、ステップS6またはステップS7で求めた減圧弁駆動電流指令値 i^*_V と共に、ステップS9において対応する増圧ポンプ駆動モータ31および減圧弁30F(30R)に出力し、これらの駆動制御に用いる。

ところで線形補償済モータ駆動電流指令値 i'_M は、増圧ポンプの流量特性を仮想初期圧 P_{wco} （＝0 MPa）と同じ特性になるよう補償するため、ブレーキ液圧の図12に示した非線形特性を図7に示すように線形化することができ、図9につき説明するとブレーキ液圧 P_{wc} のステップ応答を、Bで示す従来のものからDで示すように改善してCにより示す規範ブレーキ液圧 P_{pref} に極めて近づけることができ、ブレーキの応答遅れを小さくしてブレーキ応答の悪さに関する問題を解消することができる。

【0031】

また到達ブレーキ液圧補償手段53が、到達ブレーキ液圧 P^*_M および仮想初期圧 P_{wco} から演算部61における流量モデル（関数やマップ）を用いて増圧ポンプの理想流量 Q^*_M を求め、この理想流量 Q^*_M および実ブレーキ液圧 P_{wc} から演算部62における逆流量モデル（逆関数や逆マップ）を用いて線形補償済到達ブレーキ

液圧 P'_M を求めるものであるため、

増圧ポンプの流量特性を、到達ブレーキ液圧 P_M^* と仮想初期圧 P_{wco} や実ブレーキ液圧 P_{wc} とを入力とする流量モデルで記述することとなり、実ブレーキ液圧 P_{wc} の変化に影響されることなく、仮想の（特定の）液圧状態と同じ流量特性を任意の液圧状態で実現することができる。

従って、増圧ポンプ（モータ）駆動電流指令値 i_M^* に対する液圧変化率の特性が実ブレーキ液圧 P_{wc} に影響されることなく線形化され、特に、増圧ポンプ（モータ）駆動電流指令値 i_M^* によって到達ブレーキ液圧 P_M^* が変化することがなく、必要な液圧領域において前記の線形化を確実なものにすることができる。

【0032】

なお前記した流量方程式における流量係数 C_M は、本来ならポンプ流量に密接に関係する制御開始ブレーキ液圧と制御終了ブレーキ液圧との間における未達ブレーキ液圧量に応じて異なるが、この流量係数 C_M を前記したように固定値として近似させても上記の作用効果が奏し得られるような液圧ブレーキ装置である場合、流量係数 C_M を上記した実施の形態におけるように固定値として取り扱うことができる。

この場合、図5（a）における理想流量演算部61で用いた流量モデルの方程式と、線形補償済到達ブレーキ液圧演算部62で用いた逆モデルの方程式とは、相互に並べたときに相殺される部分を持つことから、線形補償器43を構成する到達ブレーキ液圧補償手段53は図5（b）に示すごとく簡単なものとなる。

【0033】

この場合における到達ブレーキ液圧補償手段53は図5（b）から明かなように、到達ブレーキ液圧算出手段51で求めた到達ブレーキ液圧 P_M^* から、仮想初期圧設定手段52で設定した仮想初期圧 P_{wco} （=0 MPa）を差し引いて得られる差値に実ブレーキ液圧 P_{wc} を加算して線形補償済到達ブレーキ液圧 P'_M を求めることができ、

構成の簡易化のみならず、演算の簡略化を実現することができて、コスト上大いに有利である。

しかも、ポンプ流量に密接に関係する到達ブレーキ液圧 P_M^* と実ブレーキ液圧 P

wcとの間における未達ブレーキ液圧量を上記の線形補償に用いることから、当該線形補償を一層正確に行うことができる。

【0034】

図6は、前記した流量方程式における流量係数 C_M が、ポンプ流量に密接に関係する制御開始ブレーキ液圧と制御終了ブレーキ液圧との間における未達ブレーキ液圧量に応じて大きく異なり、この流量係数 C_M を前記したように固定値として近似させると前記の作用効果が奏し得られないような液圧ブレーキ装置である場合の実施の形態を示す。

本実施の形態においては、理想流量演算部61および線形補償済到達ブレーキ液圧演算部62で用いる流量モデルおよび逆モデルにおける流量係数 C_M を前記した実施の形態におけるように固定値とせず、流量係数演算部71、72において逐一求める変数とする。

【0035】

流量係数演算部71では、制御開始ブレーキ液圧である仮想初期圧 P_{wco} および制御終了ブレーキ液圧である到達ブレーキ液圧 P_M^* 間における未達ブレーキ液圧量($P_M^* - P_{wco}$)から予定のマップ検索や所定の関数を用いて流量係数 C_M を求め、理想流量演算部61での演算に資する。

また流量係数演算部72では、制御開始ブレーキ液圧である実ブレーキ液圧 P_{wc} および制御終了ブレーキ液圧である線形補償済到達ブレーキ液圧 P'_M 間における未達ブレーキ液圧量($P'_M - P_{wc}$)から予定のマップ検索や所定の関数を用いて流量係数 C_M を求め、線形補償済到達ブレーキ液圧演算部62での演算に資する。

。

【0036】

この場合、流量係数 C_M が制御開始ブレーキ液圧と制御終了ブレーキ液圧との間における未達ブレーキ液圧量に応じて大きく異なることがあっても、ブレーキ液圧 P_{wc} の時系列変化特性を図8に示すように線形補償することができ、ブレーキ液圧 P_{wc} のステップ応答を図9にDで示すように改善してCにより示す規範ブレーキ液圧 P_{pref} に極めて近づけることができ、ブレーキの応答遅れを小さくしてブレーキ応答の悪さに関する問題を解消することができる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】 本発明の一実施の形態になる電子制御液圧ブレーキ装置のシステム図である。

【図 2】 同ブレーキ装置におけるブレーキ液圧制御コントローラの機能別ブロック線図である。

【図 3】 同ブレーキ液圧制御コントローラが実行する制御プログラムを示すフローチャートである。

【図 4】 図 2 における液圧制御器の説明用ブロック線図である。

【図 5】 図 2 における線形補償器を示し、

(a) は、ポンプ流量モデルを用いた場合におけるブロック線図、

(b) は、線形補償器を簡易化した場合のブロック線図である。

【図 6】 図 2 における線形補償器の他の構成例を示すブロック線図である。

【図 7】 図 5 に示す線形補償器を用いた場合におけるブレーキ液圧の時系列変化を示す動作タイムチャートである。

【図 8】 図 6 に示す線形補償器を用いた場合におけるブレーキ液圧の時系列変化を示す動作タイムチャートである。

【図 9】 図 5 および図 6 に示す線形補償器を用いた場合におけるブレーキ液圧のステップ応答を、線形補償しない従来のステップ応答と共に示す動作タイムチャートである。

【図 10】 従来の電子制御液圧ブレーキ装置におけるポンプ駆動モータの制御ブロック線図である。

【図 11】 増圧ポンプ流量モデルの説明図である。

【図 12】 線形補償を行わない従来の装置によるブレーキ液圧の時系列変化を示す動作タイムチャートである。

【符号の説明】

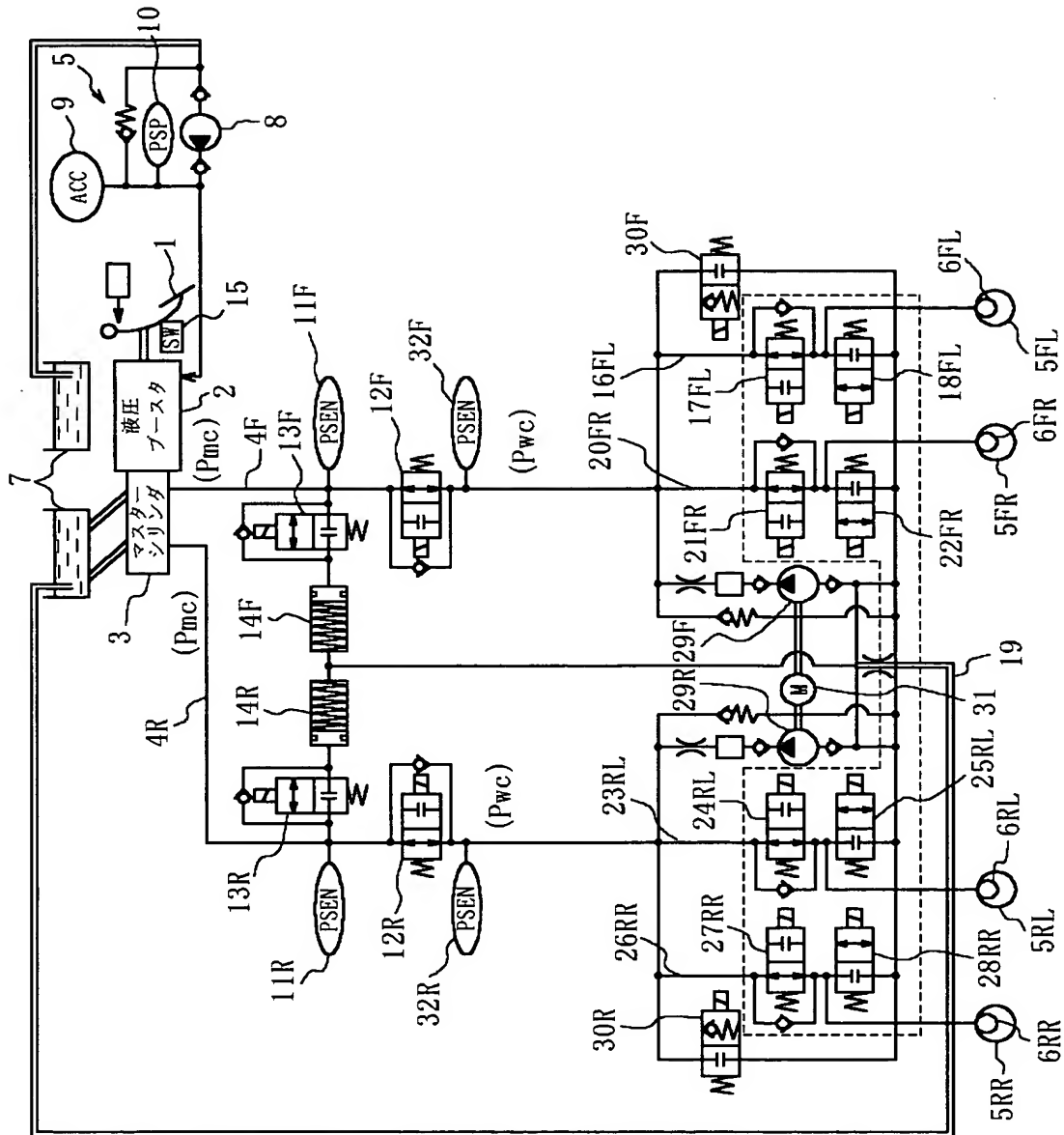
- 1 ブレーキペダル
- 2 液圧ブースタ
- 3 マスターシリンダ
- 4F 前輪ブレーキ液圧配管

4R 後輪ブレーキ液压配管
6FL, 6FR 左右前輪ホイールシリンダ
6RL, 6RR 左右後輪ホイールシリンダ
11F, 11R マスターシリンダ液压センサ
12F, 12R 常開電磁弁
13F, 13R 常閉電磁弁
14F, 14R ストロークシュミレータ
15 ブレーキスイッチ
17FL 常開アンチスキッド制御弁
18FL 常閉アンチスキッド制御弁
21FR 常開アンチスキッド制御弁
22FR 常閉アンチスキッド制御弁
24RL 常開アンチスキッド制御弁
25RL 常閉アンチスキッド制御弁
27RR 常開アンチスキッド制御弁
28RR 常閉アンチスキッド制御弁
29F, 29R 増圧ポンプ
30F, 30R 減圧弁
31 共通なモータ
40 ブレーキ液压コントローラ
41 液压制御器
42 増減圧操作量配分器
43 線形補償器
51 到達ブレーキ液压算出手段
52 仮想初期圧設定手段
53 到達ブレーキ液压補償手段
54 線形補償済モータ駆動電流指令値演算手段
61 理想流量演算部
62 線形補償済到達ブレーキ液压演算部

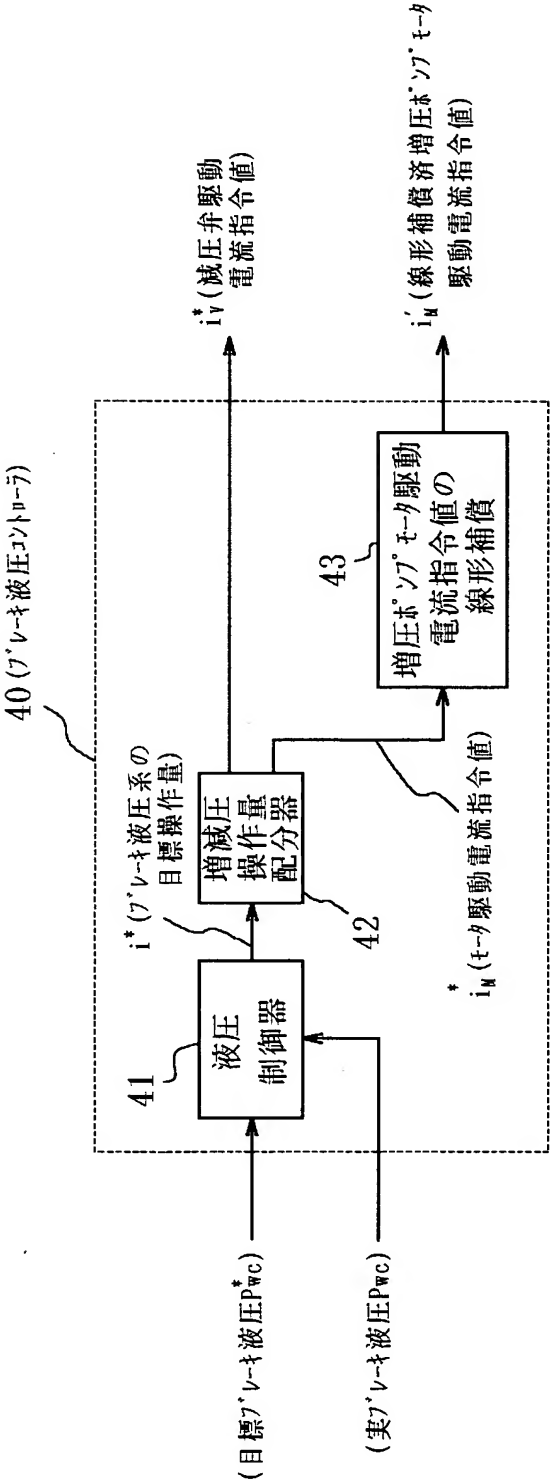
71, 72 流量係数演算部

【書類名】 図面

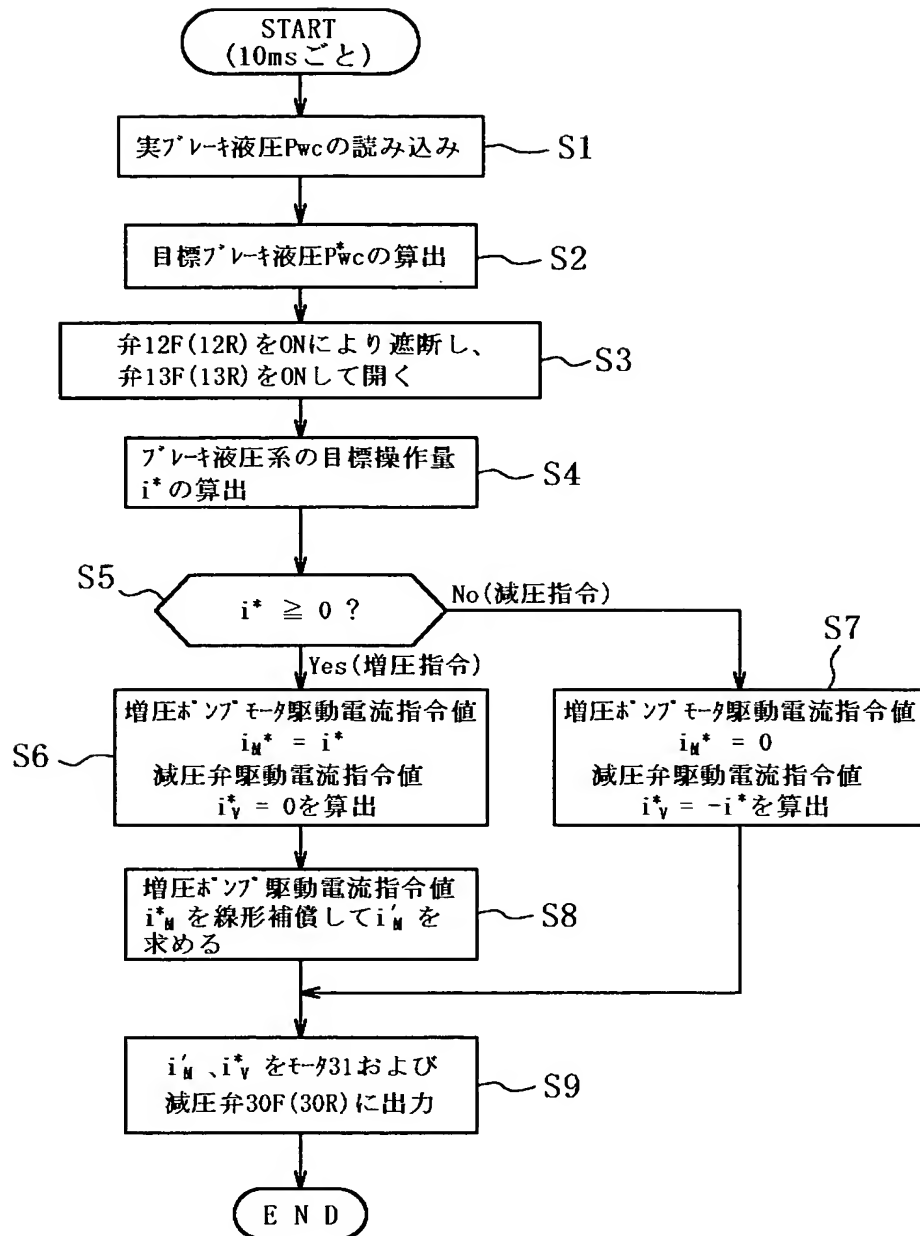
【図 1】



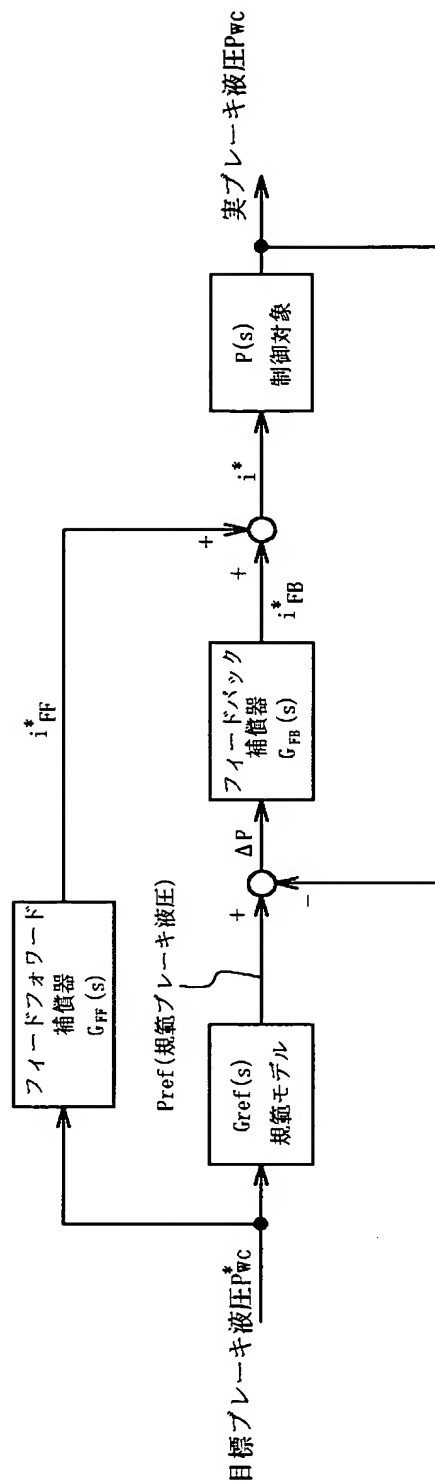
【図 2】



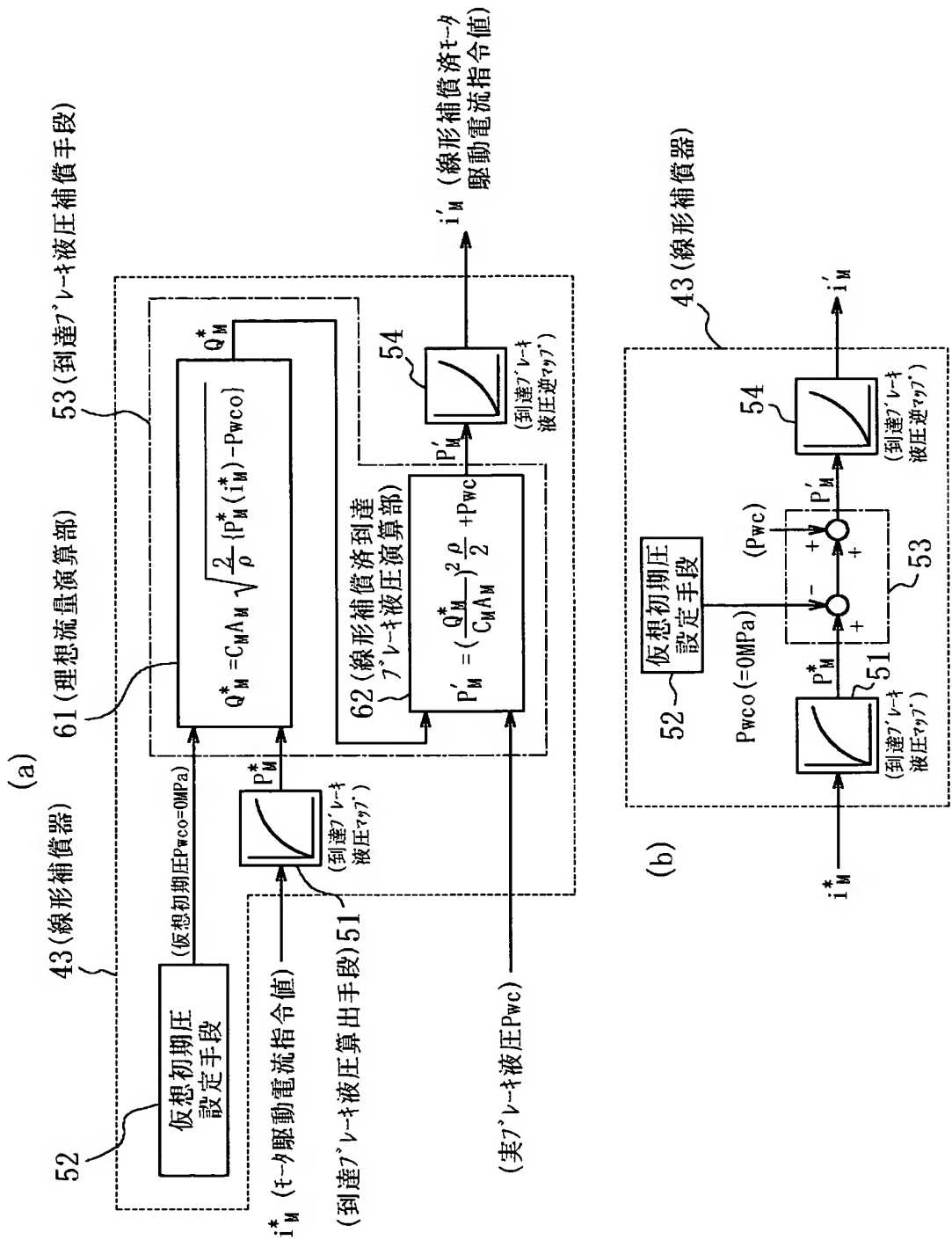
【図 3】



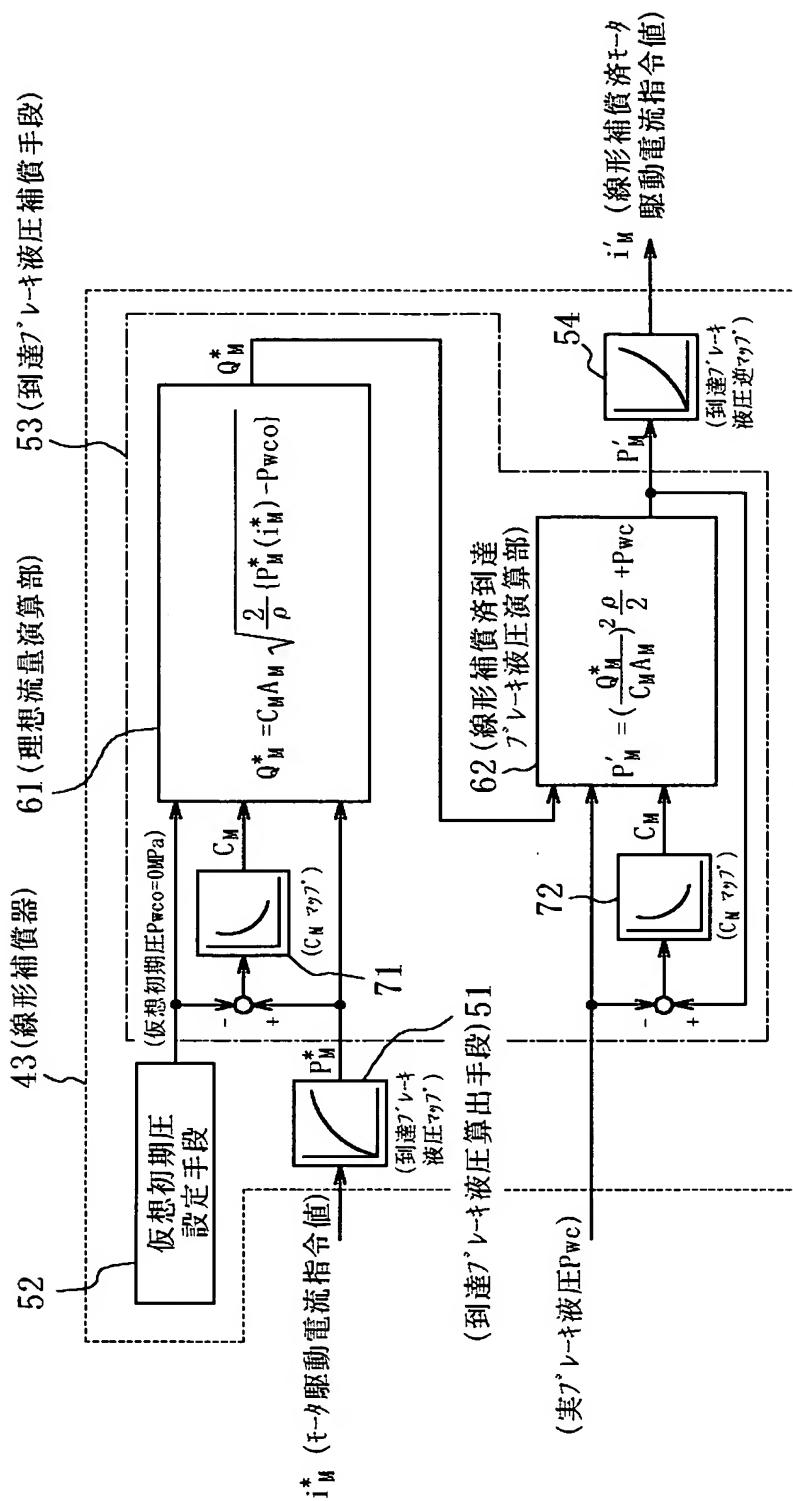
【図 4】



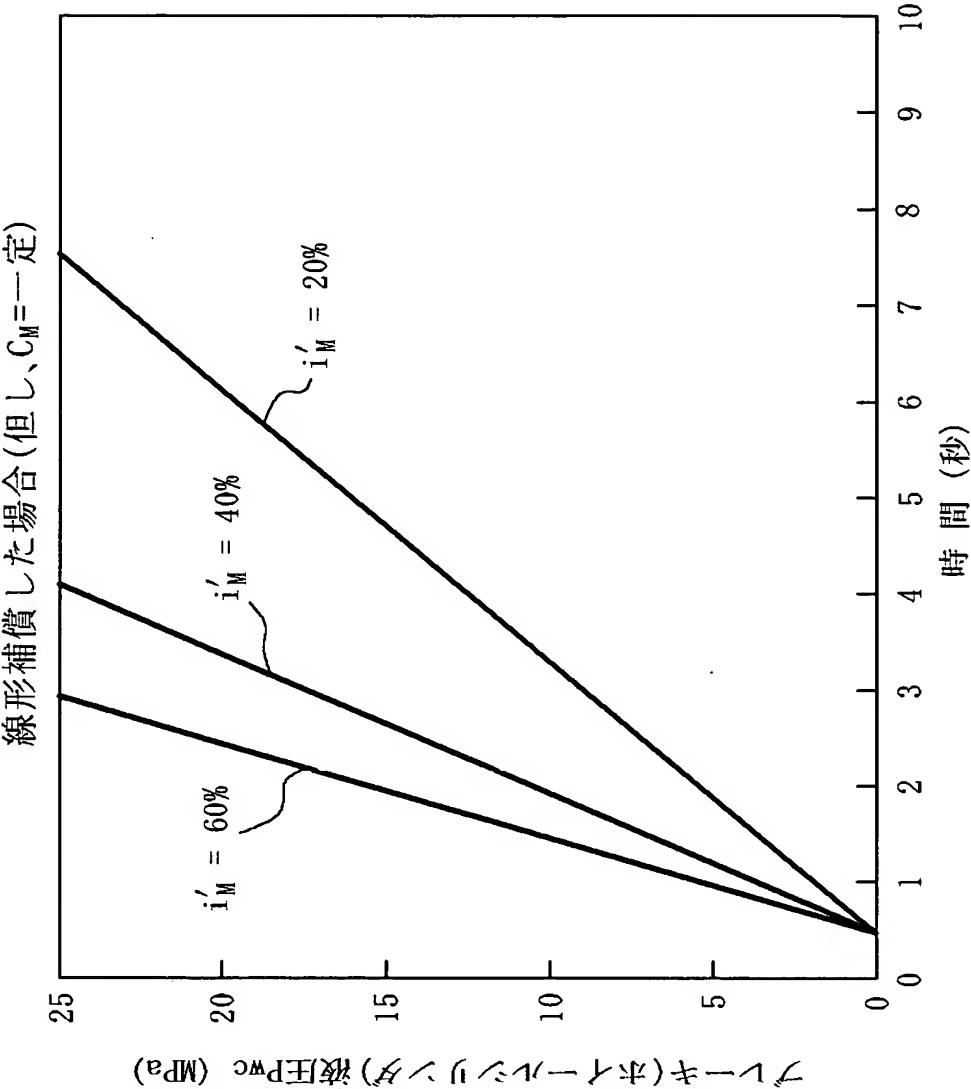
【図 5】



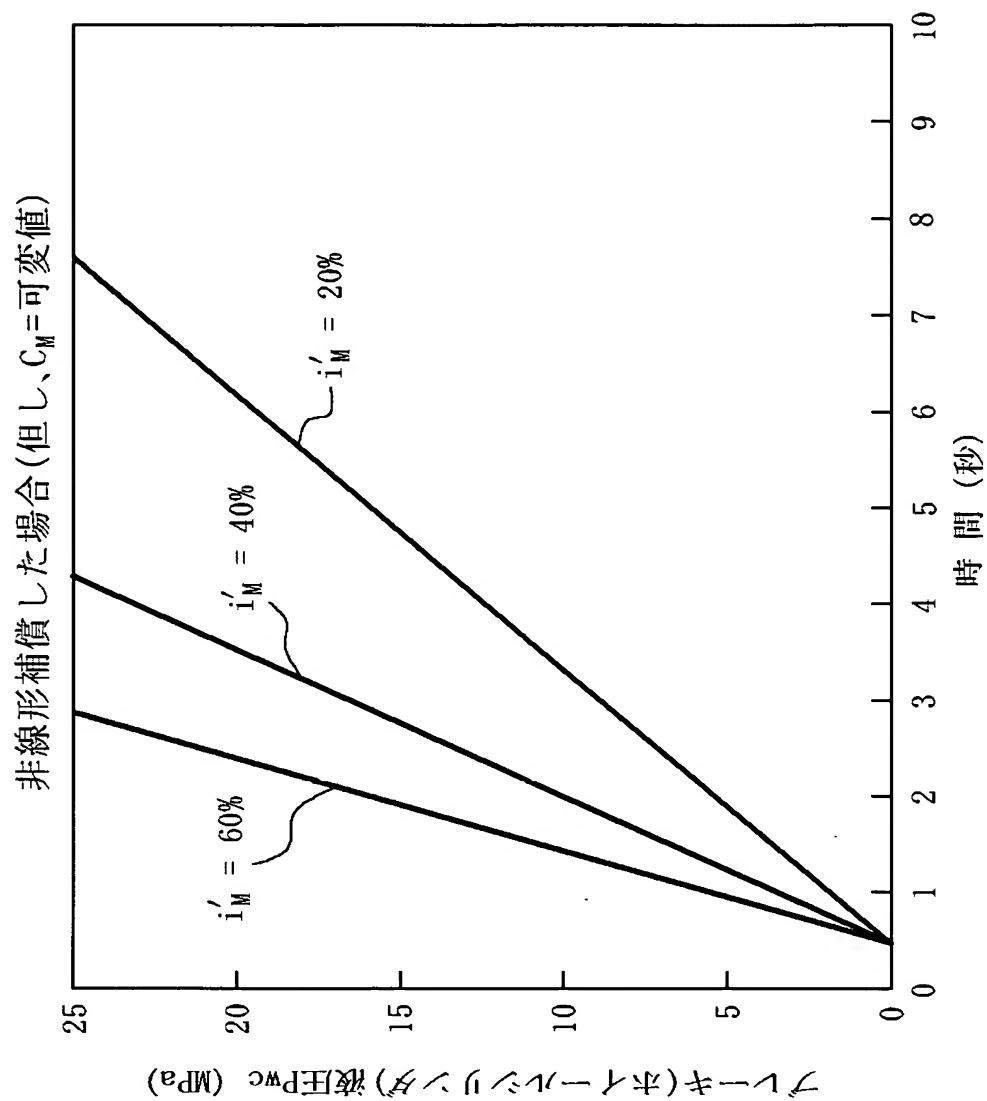
【図 6】



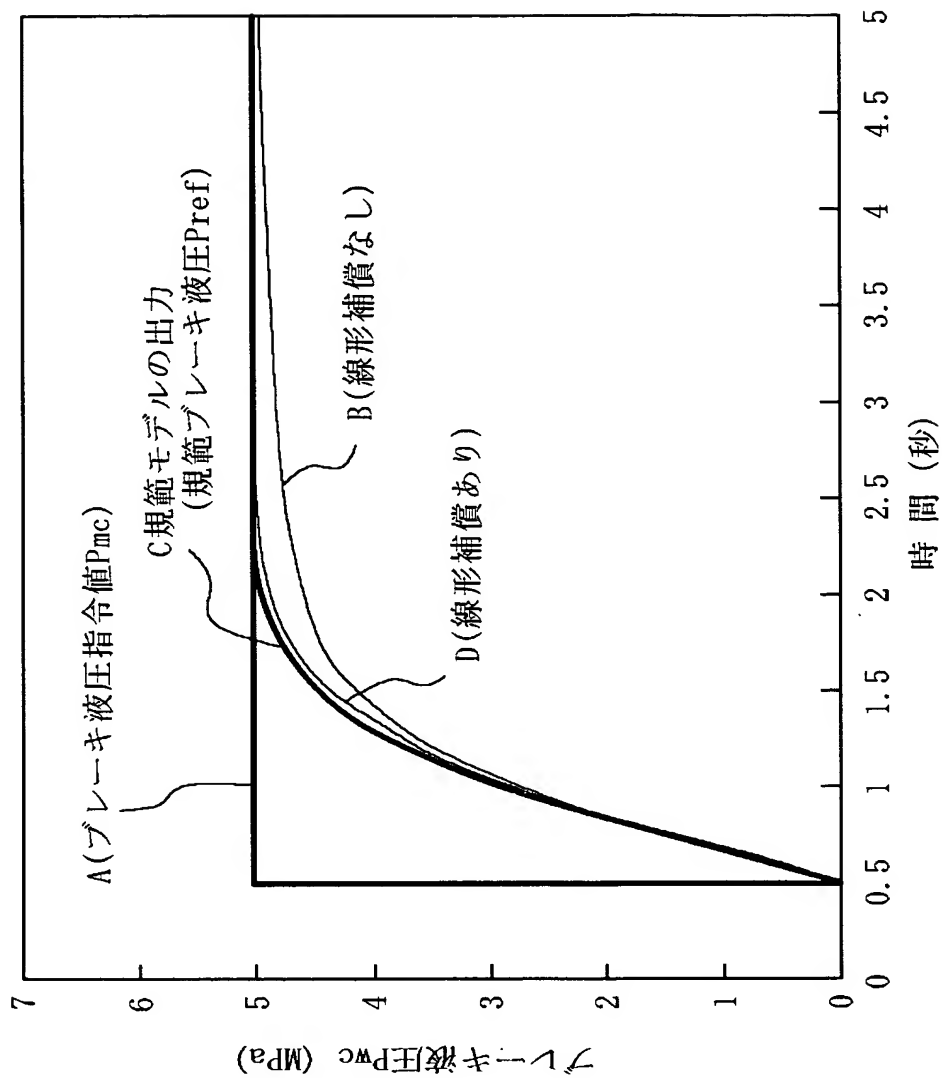
【図 7】



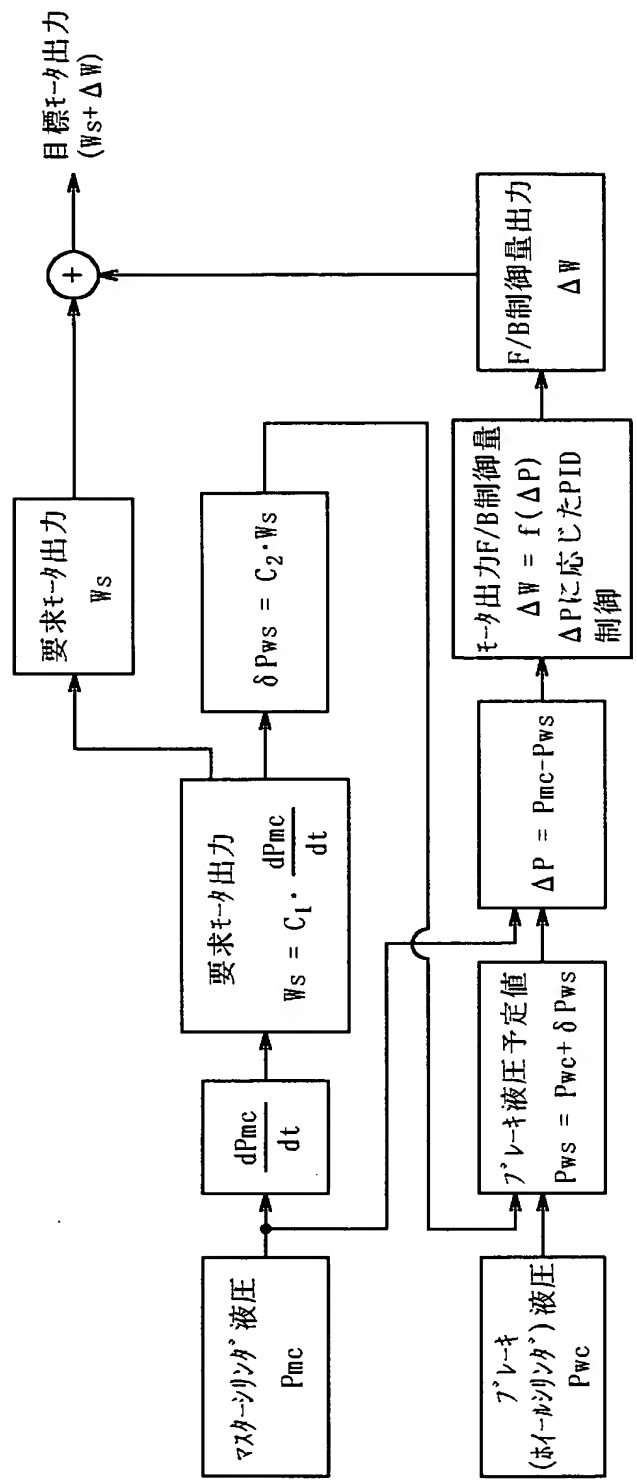
【図 8】



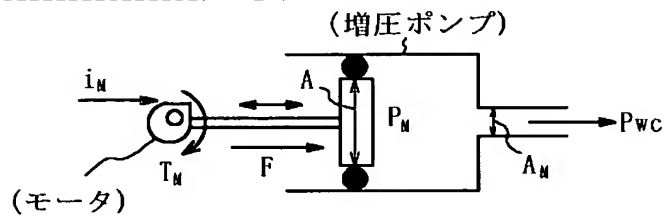
【図 9】



【図 10】



【図 11】



i_M : ポンプ駆動モータ電流[A] (デューティ比に比例)

T_M : ポンプ駆動モータ軸トルク[N・s]

F : 断面Aに作用する力[N]

A : ピストン断面積[m²]

P_M : オリフィス上流圧[MPa] (ピストン内圧力、ポンプ駆動モータ電流に比例)

P_{wc} : オリフィス下流圧[MPa] (ブレーキ液圧)

A_M : 増圧ポンプオリフィス開口面積[m²]

Q_M : 増圧ポンプ体積流量[m³/s]

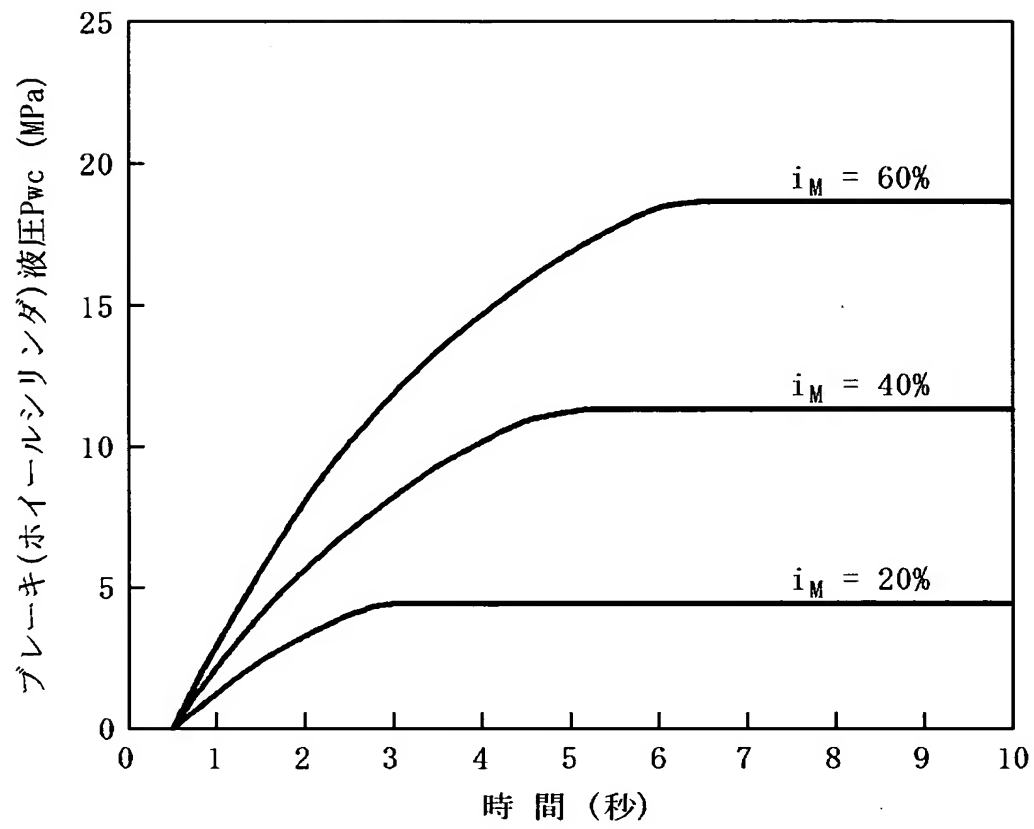
C_M : 増圧側流量係数

ρ : 流体密度[kg/m³]

増圧ポンプ流量モデル:

$$Q_M = C_M A_M \sqrt{\frac{2}{\rho} \{P_M (i_M) - P_{wc}\}}$$

【図 12】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 モータ駆動のポンプにより増圧されるブレーキ液圧が時間の経過と共に飽和する非線形特性を線形補償してブレーキの応答遅れを解消する。

【解決手段】 手段51は、増圧ポンプ（モータ）駆動電流指令値 i^*_M にモータ31が応動した時に達成可能な到達ブレーキ液圧 P^*_M をマップ検索により求め、手段52は、ブレーキ液圧の仮想初期圧 $P_{wco}=0$ MPaを設定する。手段53は、到達ブレーキ液圧 P^*_M を実ブレーキ液圧 P_{wc} により線形補償して線形補償済到達ブレーキ液圧 P'_M を求めるもので、演算部61で流体力学上の流量方程式により増圧ポンプの理想流量 Q^*_M を演算し、演算部62で、理想流量 Q^*_M および実ブレーキ液圧 P_{wc} から、上記流量方程式の逆演算により線形補償済到達ブレーキ液圧 P'_M を求める。手段54は、線形補償済到達ブレーキ液圧 P'_M をもとに、手段51での演算とは逆の演算を行って、線形補償済モータ駆動電流指令値 i'_M を求める。

【選択図】 図5

特願 2 0 0 3 - 0 4 5 8 2 4

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[0 0 0 0 0 3 9 9 7]

1 . 変更年月日

1 9 9 0 年 8 月 3 1 日

[変更理由]

新規登録

住 所

神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地

氏 名

日産自動車株式会社